



UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE SEDE LATACUNGA

CARRERA DE INGENIERÍA PETROQUÍMICA

EVALUACIÓN TÉRMICA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE UNA PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS INDUSTRIALES DE UNA ACERÍA

AUTOR: FERNÁNDEZ GUEVARA, NELSON WLADIMIR

DIRECTOR: ING. DONOSO QUIMBITA, CATERINE ISABEL, MSc.





INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Introducción

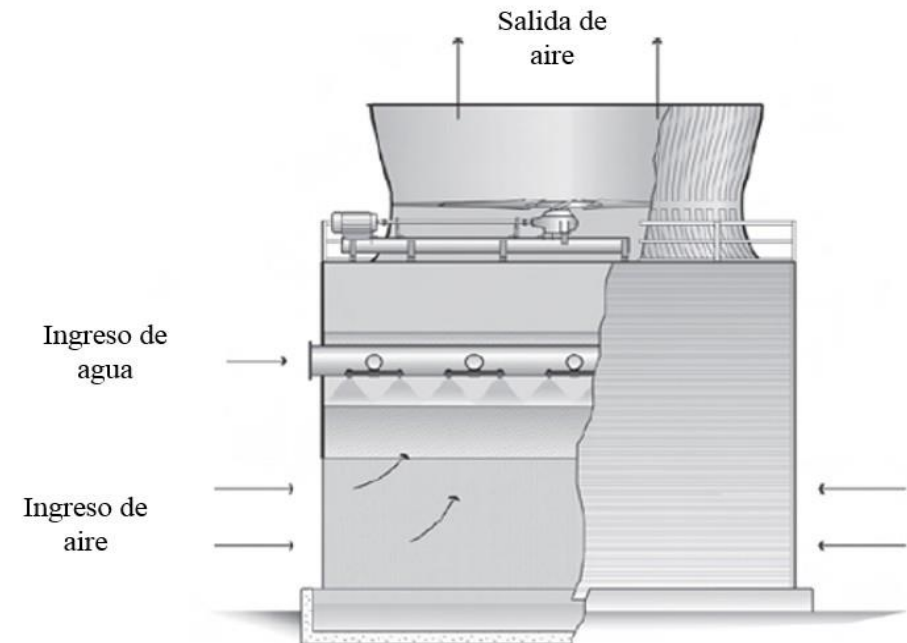
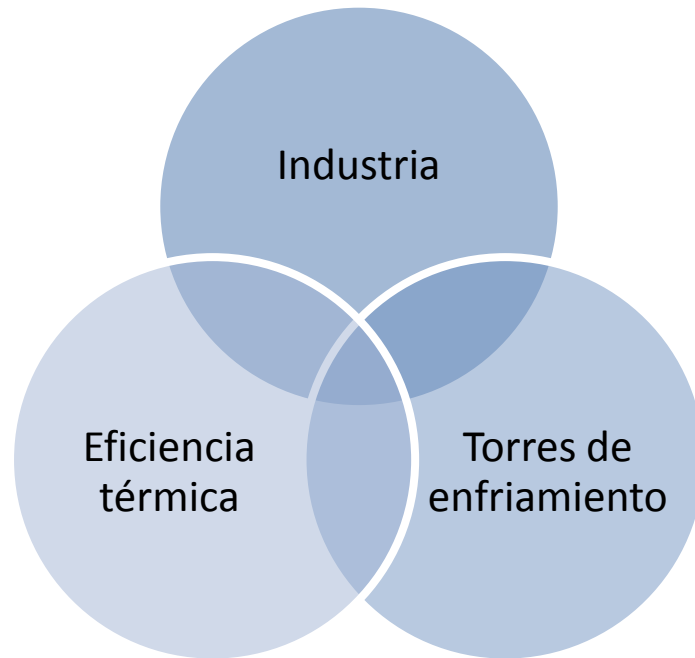


Figura 1. Torre de tiro inducido a contracorriente

Fuente: (Hensley, 2009)

Introducción

Modelado matemático

- Diseño y escalado.
- Control de procesos.
- Resolución de problemas.
- Simulación de experimentos costosos.
- Estudios de factibilidad para establecer la capacidad antes de construir equipos.
- Selección de condiciones de operación, entre otros.

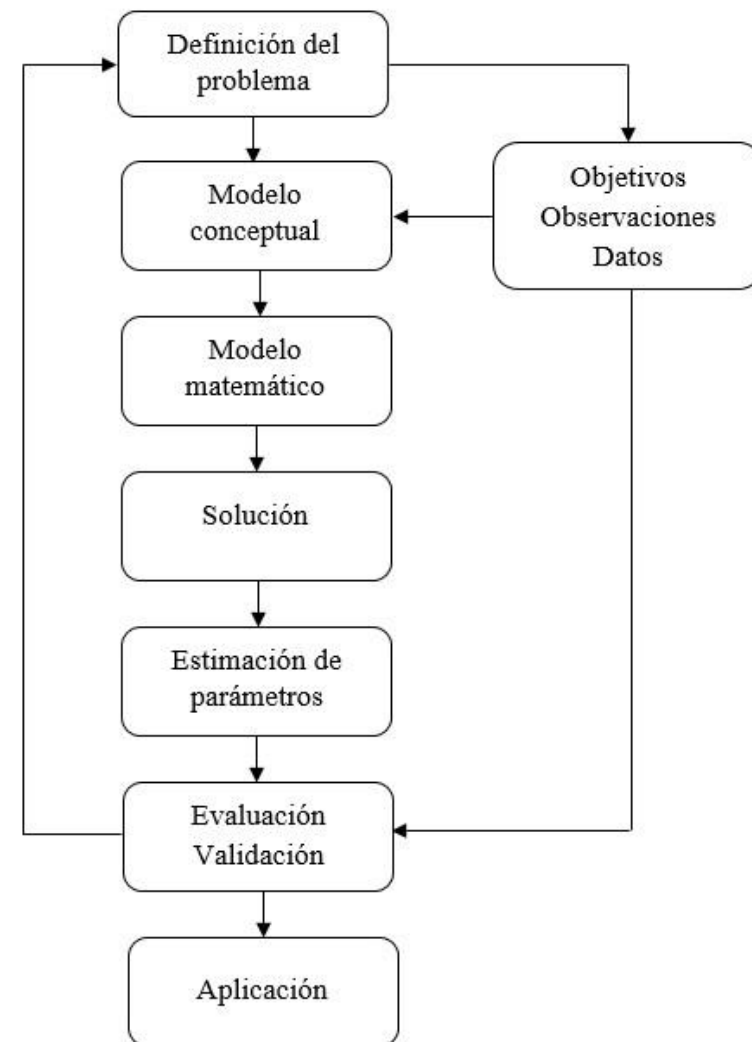


Figura 2. Algoritmo para el desarrollo de un modelo matemático

Fuente: (Rasmuson et al., 2014)



OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

- Realizar una evaluación térmica de una torre de enfriamiento de una planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar la línea base de una torre de enfriamiento considerando los siguientes parámetros: análisis químico del agua, caudal de recirculación del agua, flujo másico del aire, temperaturas de ingreso y salida del agua, humedad relativa del aire, temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire durante el mes de enero del 2019.
- Realizar los balances de masa y energía de la torre de enfriamiento a las condiciones de diseño y condiciones de operación actual.
- Generar un modelo matemático de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente a escala industrial.
- Simular el modelo matemático de la torre de enfriamiento mediante el lenguaje de programación de Matlab.
- Evaluar los datos obtenidos de la simulación y compararlos con los datos que se registran del levantamiento de la línea base en la torre de enfriamiento.



INTRODUCCIÓN

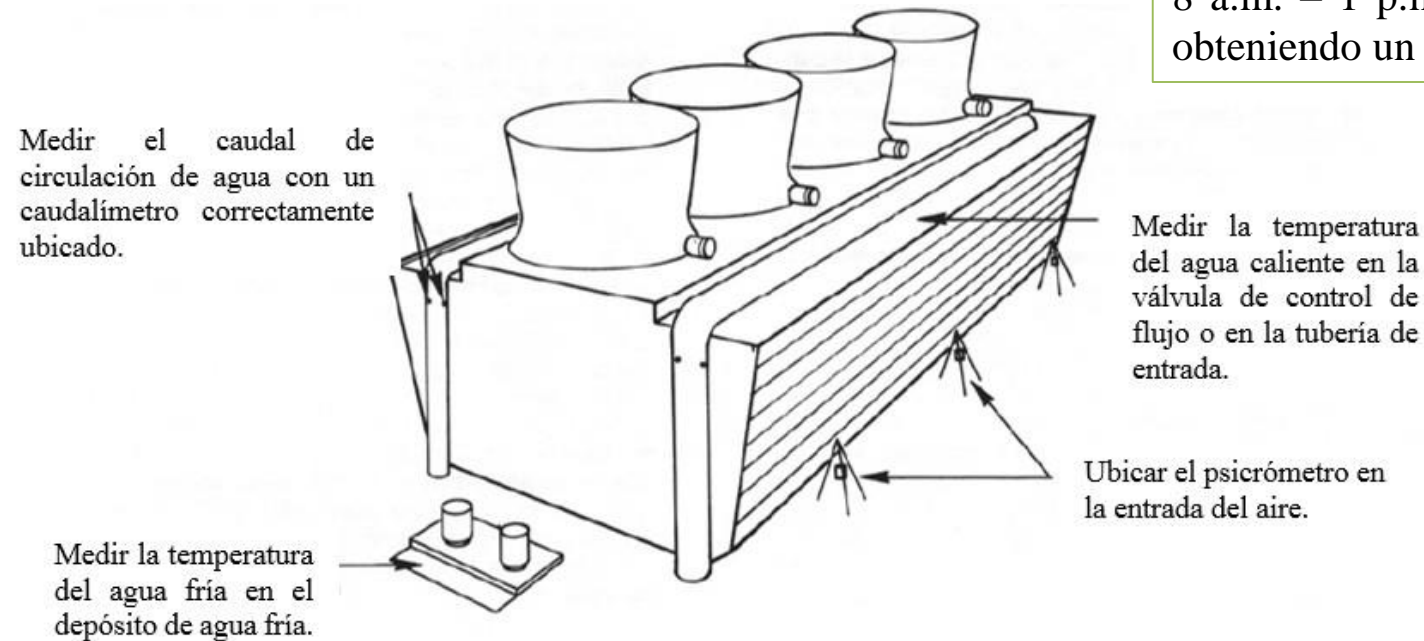
METODOLOGÍA

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Metodología

Levantamiento de la línea base



El registro se desarrolló durante el turno de 8 a.m. – 1 p.m., en intervalos de una hora obteniendo un total de seis datos por día.

Figura 3. Esquema de ubicación de instrumentos de prueba para una evaluación térmica

Fuente: (Hensley, 2009)

Metodología

Modelo matemático de una torre de enfriamiento

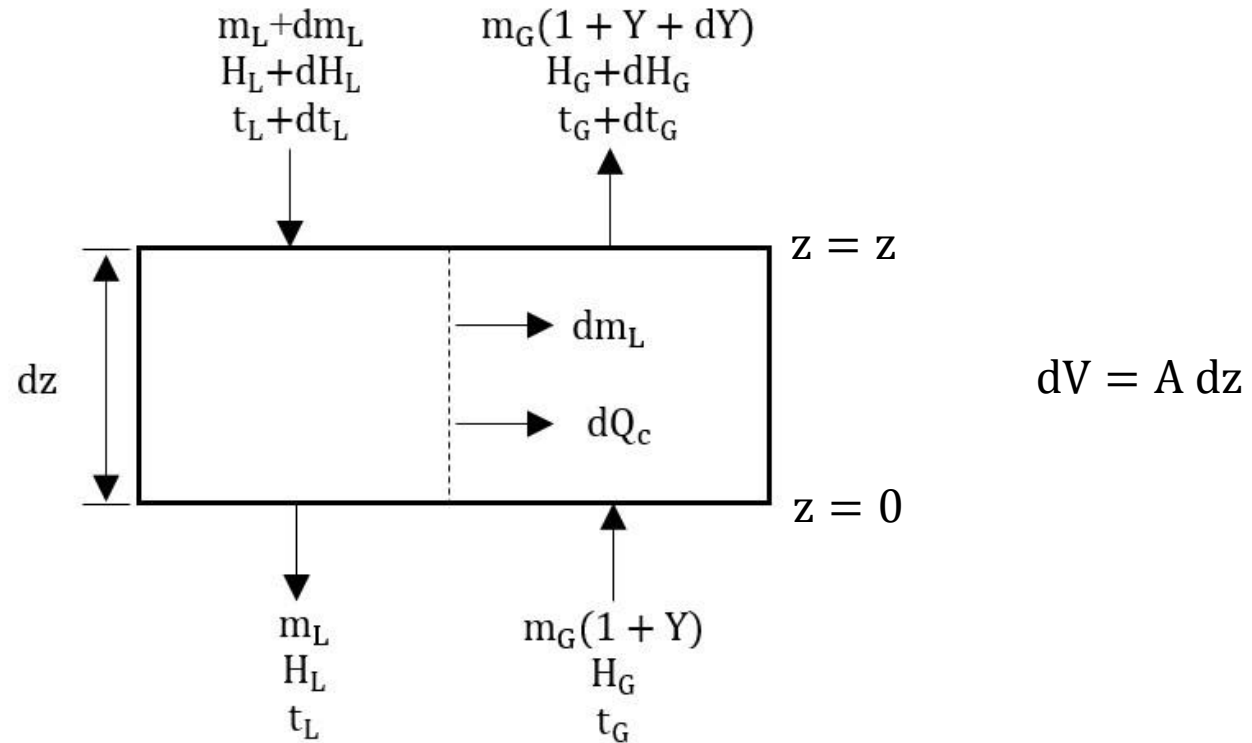


Figura 4. Volumen de control en el relleno de una torre a contracorriente

Metodología

Modelo matemático de una torre de enfriamiento

Balance de masa

$$dm_L = m_G dY \quad (1)$$

Balance de energía

$$m_L dH_L + H_L dm_L = m_G dH_G \quad (2)$$

Balance de energía en la interfase

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (3)$$

$$dQ = [K_G a (Y_S - Y) H_A + h (t_L - t_G)] dV \quad (4)$$

$$dQ = K_G a [(Y_S - Y) H_A (1 - Le) + Le (H_s - H)] dV \quad (5)$$

Transferencia de masa

$$dm_L = K_G a (Y_S - Y) dV \quad (6)$$

$$dQ_m = dm_L H_A \quad (7)$$

Transferencia de calor sensible

$$dQ_c = h (t_L - t_G) dV \quad (8)$$

$$dQ = m_G dH_G \quad (9)$$

$$m_L C_{pL} \frac{dt_L}{dz} = m_G \frac{dH_G}{dz} - C_{pL} t_L \frac{dm_L}{dz} \quad (10)$$

Metodología

Modelo matemático de una torre de enfriamiento

$$\frac{dm_L}{dz} = K_G a (Y_S - Y) A \quad (11)$$

$$\frac{dY}{dz} = \frac{K_G a (Y_S - Y) A}{m_G} \quad (12)$$

$$\frac{dQ_m}{dz} = K_G a (Y_S - Y) A H_A \quad (13)$$

$$\frac{dQ_c}{dz} = h (t_L - t_G) A \quad (14)$$

$$\frac{dt_G}{dz} = \frac{A K_G a [(Y_S - Y)(C_{pA} t_L - C_{pA} t_G) + Le C_S (t_L - t_G)]}{m_G C_S} \quad (15)$$

$$\frac{dt_L}{dz} = \frac{A K_G a [(Y_S - Y)(\lambda_0 + C_{pA} t_L - C_{pL} t_L) + Le C_S (t_L - t_G)]}{m_L C_{pL}} \quad (16)$$

Metodología

Modelo matemático de una torre de enfriamiento

$$\frac{dH_G}{dz} = \frac{A K_G a [H_A(Y_S - Y)(1 - Le) + Le (H_S - H_G)]}{m_G} \quad (17)$$

El factor de Lewis se determinó a partir de la relación empírica desarrollada por Bosnjakovic (1965) para el sistema aire-vapor de agua.

$$Le = \frac{0.865^{2/3} \left(\frac{Y_S + 0.622}{Y + 0.622} - 1 \right)}{\ln \left[\left(\frac{Y_S + 0.622}{Y + 0.622} \right) \right]} \quad (18)$$

Metodología

Solución numérica de las ecuaciones diferenciales ordinarias



Modelo matemático de una torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente.



Runge-Kutta de cuarto orden

$$k_1 = f(x_i, y_i) \quad (19)$$

$$k_2 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1h\right) \quad (20)$$

$$k_3 = f\left(x_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2h\right) \quad (21)$$

$$k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3h) \quad (22)$$

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)h \quad (23)$$



INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Condiciones extremas de operación

Tabla 1.*Datos experimentales promedios de operación de la torre 8 a.m.*

Dato	Variable	Valor	Unidad
Agua	t_{hw}	27.8645	°C
	t_{cw}	22.7950	°C
	C	1298.6080	m ³ /h
	M	81.5785	m ³ /h
	N	1.3913	
	ρ_L	999.7000	kg/m ³
	L	69864.2997	kg/h m ²
	L/G	2.7156	
Aire	t_{bh}	10.3415	°C
	φ	89.2225	%
	t_{bs}	11.469	°C
	G	25727.2246	kg/h m ²
	v_H	1.1537	m ³ /kg _B

Tabla 2.*Datos experimentales promedios de operación de la torre 1 p.m.*

Dato	Variable	Valor	Unidad
Agua	t_{hw}	35.1955	°C
	t_{cw}	26.0815	°C
	C	1000.1540	m ³ /h
	M	95.4200	m ³ /h
	N	1.3913	
	ρ_L	998.0000	kg/m ³
	L	53716.1604	kg/h m ²
	L/G	2.1643	
Aire	t_{bh}	14.676	°C
	φ	56.8355	%
	t_{bs}	20.995	°C
	G	24819.3821	kg/h m ²
	v_H	1.1959	m ³ /kg _B

Temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo del aire

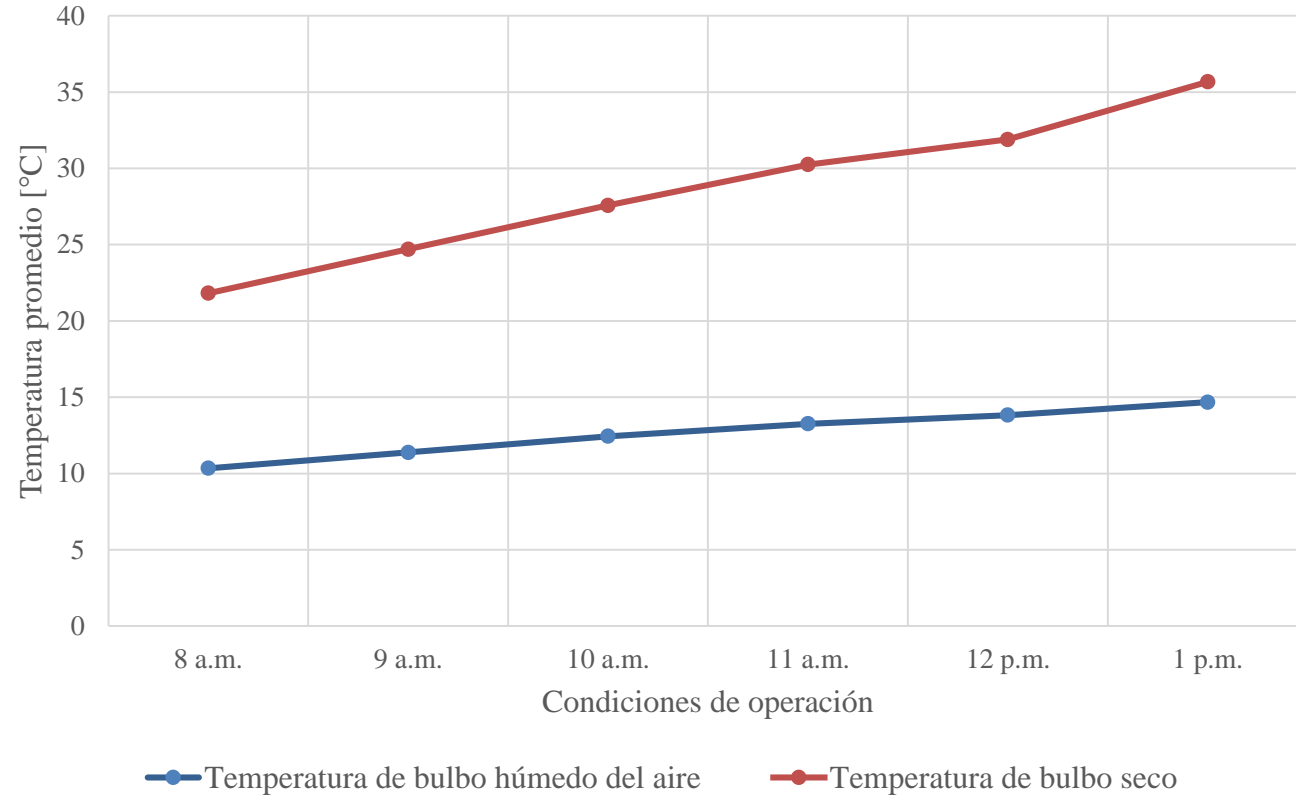


Figura 5. Temperaturas promedio de bulbo húmedo y bulbo seco del aire en las seis condiciones de operación

Balance de acondicionamiento de agua

Tabla 3.

Balance de acondicionamiento de agua en la torre de enfriamiento

Parámetro	Diseño	Condición	
		Operación 8 a.m.	Operación 1 p.m.
Caudal de recirculación [m ³ /h]	1400.000	1298.6080	1000.1540
Caudal de pérdida de agua por evaporación [m ³ /h]	36.4140	10.0724	13.9466
Caudal de pérdida de agua por arrastre [m ³ /h]	1.4000	1.2987	1.0002
Caudal de purga [m ³ /h]	16.8070	24.4374	34.6416
Caudal de reposición [m ³ /h]	54.6210	35.8085	49.5884

- En la torre de enfriamiento el operador repone un exceso de agua de 45.77 m³h⁻¹ y 60.7784 m³h⁻¹ en el horario de 8 a.m. y 1 p.m., respectivamente.
- El ciclo de concentración de operación actual de la torre es N= 1.3913.

Diagramas de Entalpía

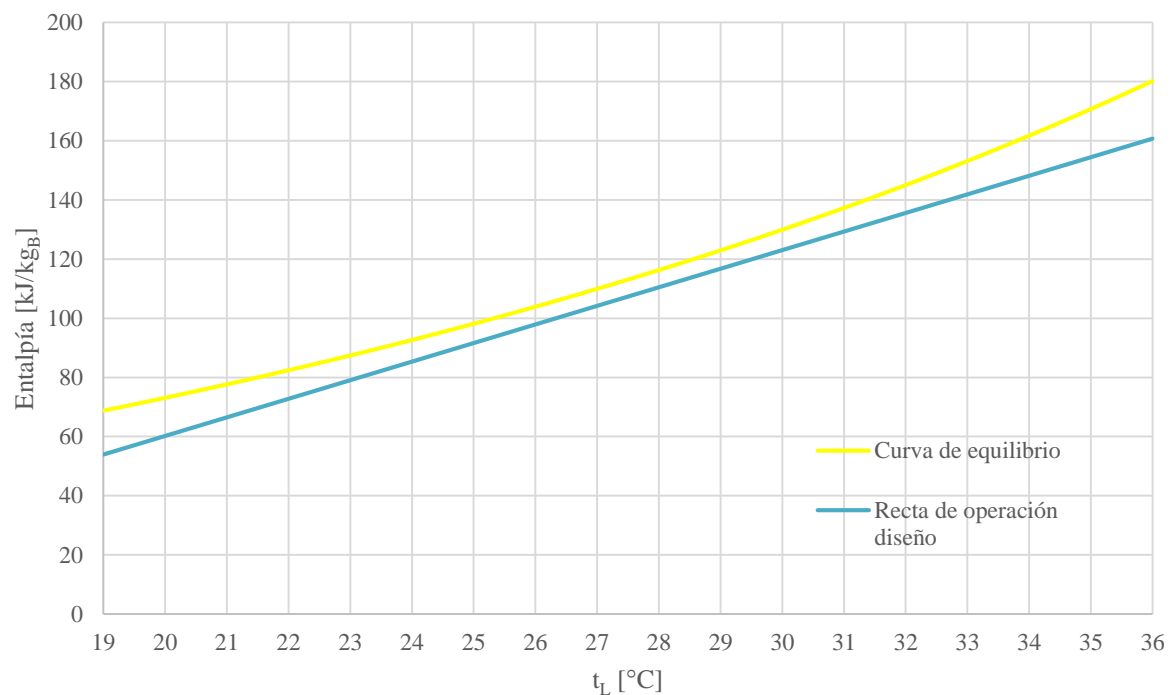


Figura 6. Diagrama de entalpía de la torre de enfriamiento en condición de diseño

$$N_{tuG} = 12.6322$$

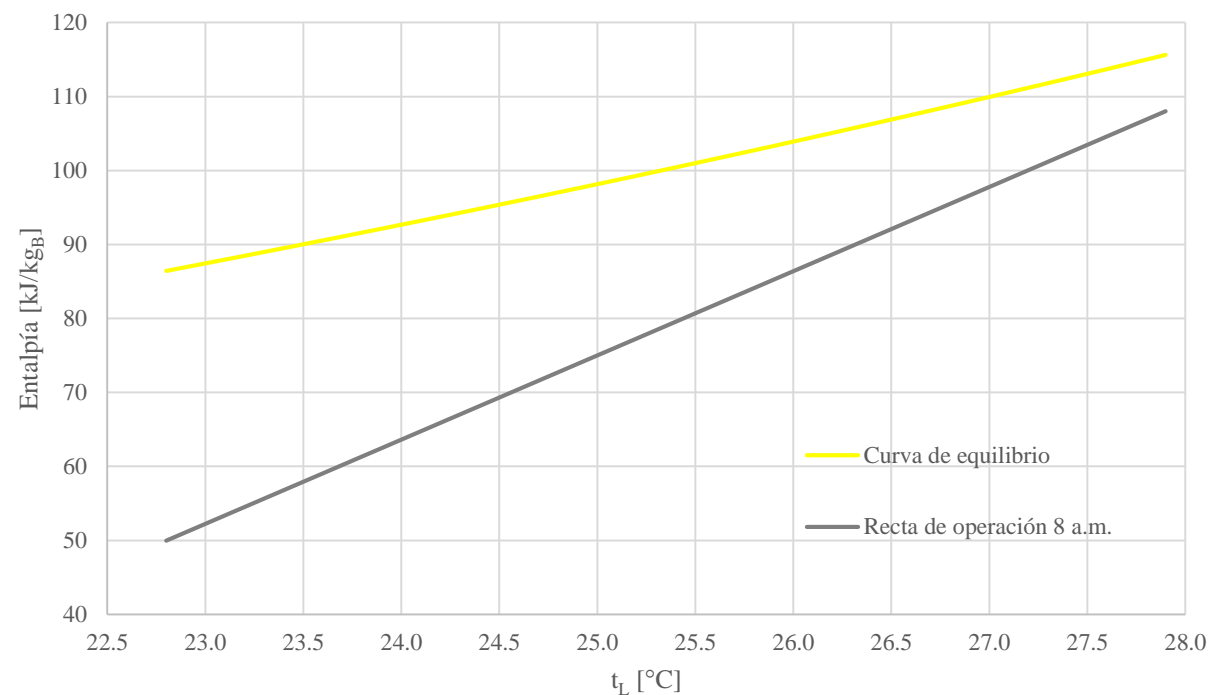


Figura 7. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 8 a.m.

$$N_{tuG} = 3.2615$$

Diagramas de Entalpía

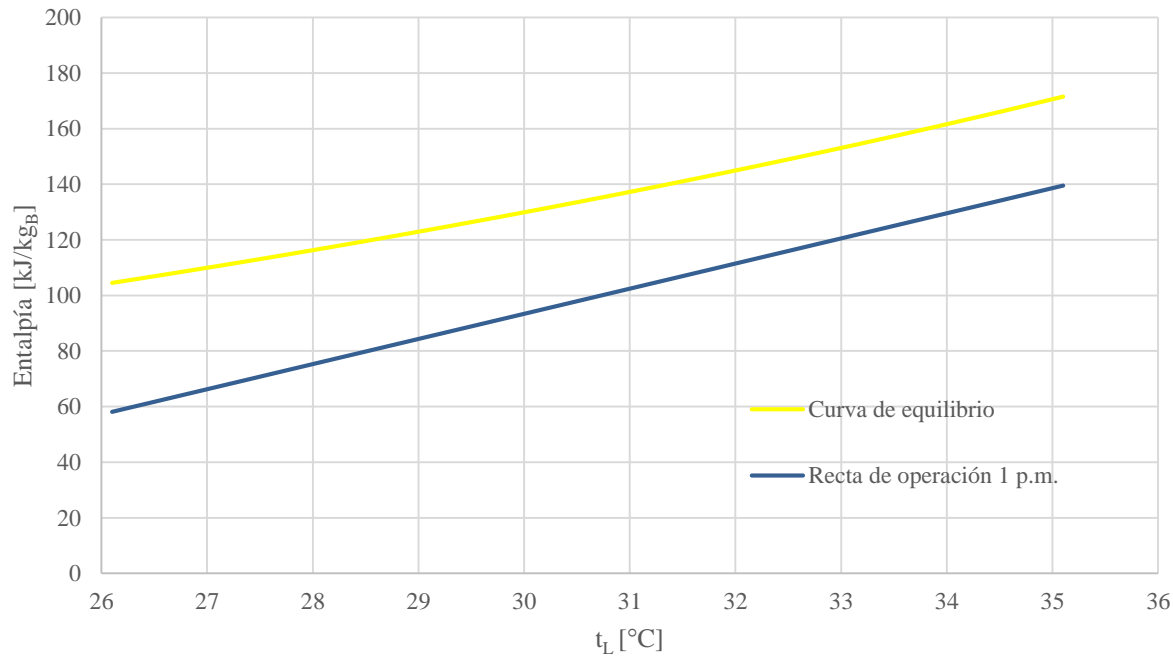


Figura 8. Diagrama de entalpía de la torre en condición de operación 1 p.m.

$$N_{tuG} = 2.251$$

- Existe mayor área e incremento de la pendiente de la recta de operación del aire en las dos condiciones de operación respecto a la condición de diseño; esto se debe al aumento del valor de la relación L/G 2.7156 y 2.1643, respectivamente.
- El N_{tuG} es un indicador del grado de dificultad para cumplir con las condiciones del proceso, lo cual respecto a la operación de la torre ocurre a las 8 a.m.

Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento

Tabla 4.

Indicadores de desempeño de la torre de enfriamiento

Parámetro	Diseño	Condición	
		Operación 8 a.m.	Operación 1 p.m.
Rango de enfriamiento [°C]	17.0000	5.0695	9.1140
Carga térmica [MJ/h]	99356.2892	27592.1768	38017.0849
Eficiencia [%]	80.9500	28.9300	44.4200
Número de unidades de difusión	8.4155	1.2010	1.0400

- El rango de enfriamiento disminuye con el incremento de la relación L/G.
- La eficiencia de la torre aumenta al disminuir la relación L/G.
- En relación a la carga térmica, la torre opera a las 8 a.m. y 1 p.m. al 27.77 % y al 38.26 % de su capacidad total, respectivamente.

Simulación computacional

Condición diseño

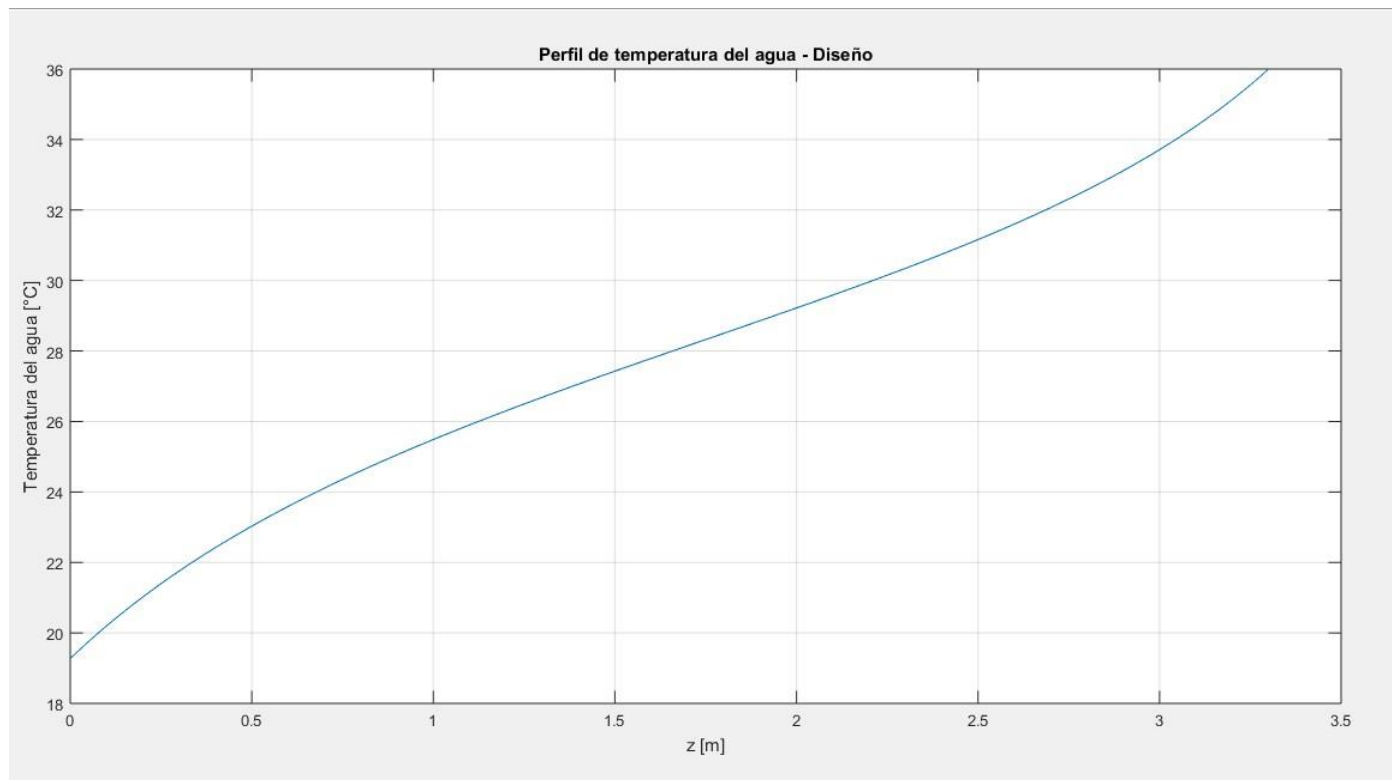


Figura 9. Perfil de temperatura del agua bajo condición de diseño

$$t_{L1} = 19.2736 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 5.

Especificaciones de diseño de la torre

Dato	Variable	Valor	Unidad
Agua	t_{hw}	36	$^\circ\text{C}$
	t_{cw}	19	$^\circ\text{C}$
	C	1400	m^3/h
	N	3	
	ρ_L	998	kg/m^3
	L/G	1.5	
Aire	t_{bh}	15	$^\circ\text{C}$
	ϕ	74	%
	t_{bs}	18.3	$^\circ\text{C}$
	P	71.9408	kPa
Relleno	z	3.3	m
	A	18.582	m^2
	K_{Ga}	191764.9709	kg_B/hm^3

Simulación computacional

Tabla 6.

Comparación de la temperatura de salida del agua entre datos experimentales promedios y simulados

	Temperatura de ingreso	Temperatura de salida			
		Experimental	Simulación	Diferencia	% Error relativo
Condición	t_{L2} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1}
Diseño	36	19	19.2736	-0.2736	1.44
Caso A					
8 a.m.	27.8645	22.7950	21.2948	1.5002	6.58
9 a.m.	29.4810	23.4205	21.7382	1.6823	7.18
10 a.m.	30.6830	23.8560	22.4951	1.3609	5.70
11 a.m.	32.1065	24.3930	23.2445	1.1485	4.71
12 p.m.	33.1910	24.9675	23.7347	1.2328	4.94
1 p.m.	35.1955	26.0815	22.6714	3.4382	13.07

- El modelo matemático permite corroborar la información proporcionada por el fabricante con un error relativo del 1.44 %.
- Para el caso A, la máxima diferencia de temperatura de salida del agua es de 3.4382 °C con un error relativo del 13.07 %.

Simulación computacional

Condición operación 8 a.m.

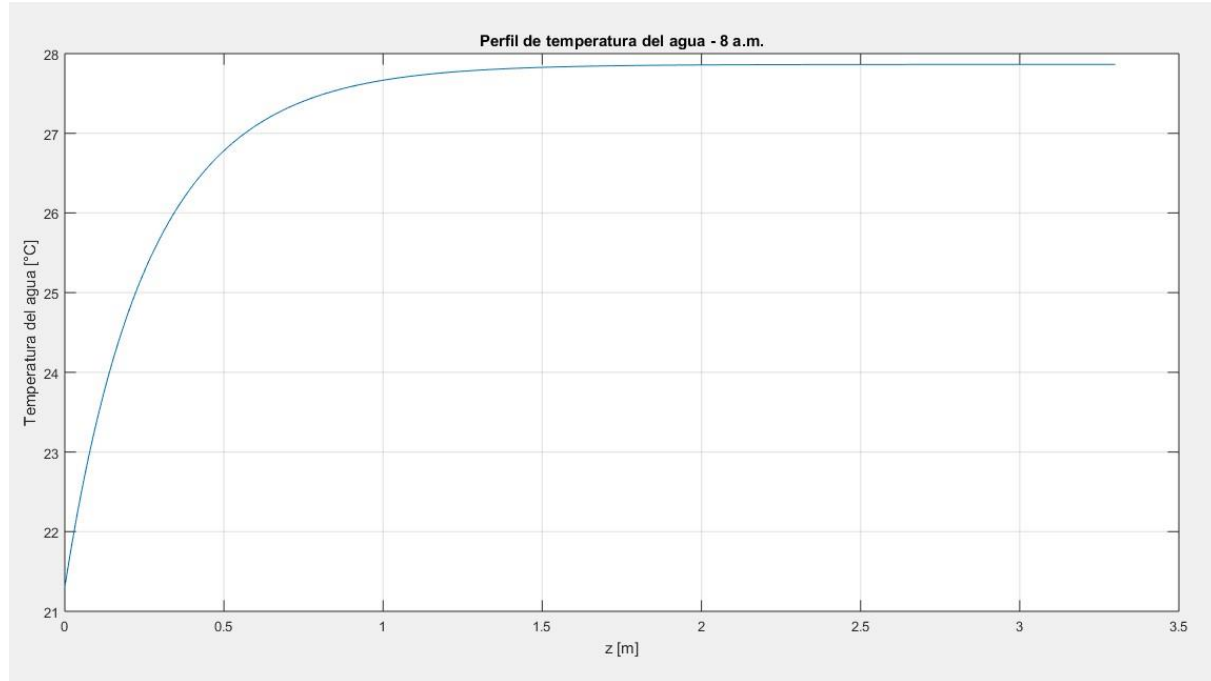


Figura 10. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 8 a.m.

$$t_{L1} = 21.2948 \text{ °C}$$

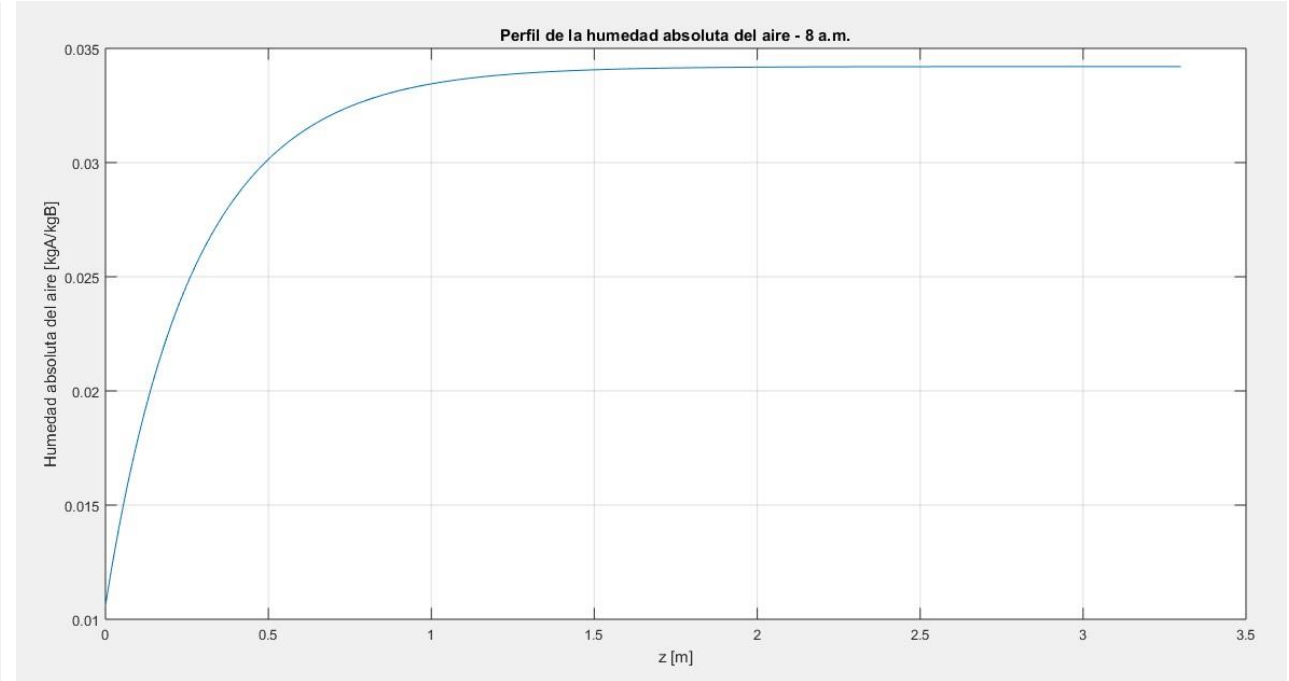


Figura 11. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 8 a.m.

$$z = 1.78 \text{ m}$$

Simulación computacional

Condición operación 1 p.m.

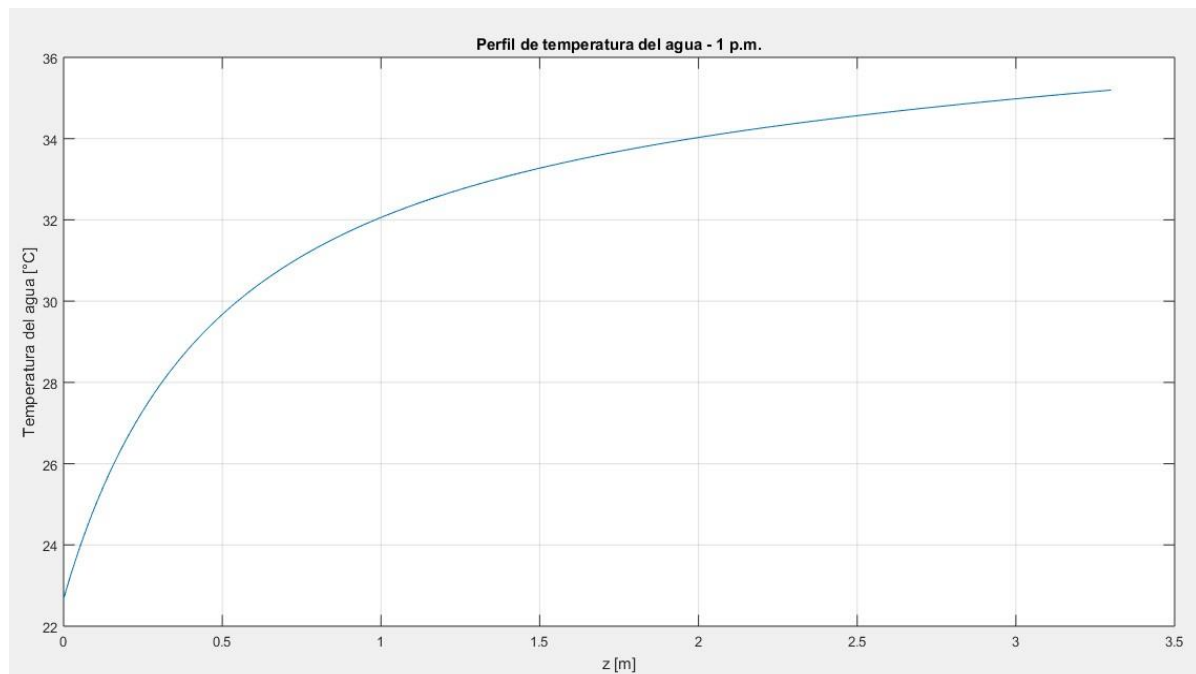


Figura 12. Perfil de temperatura del agua bajo condición de operación 1 p.m.

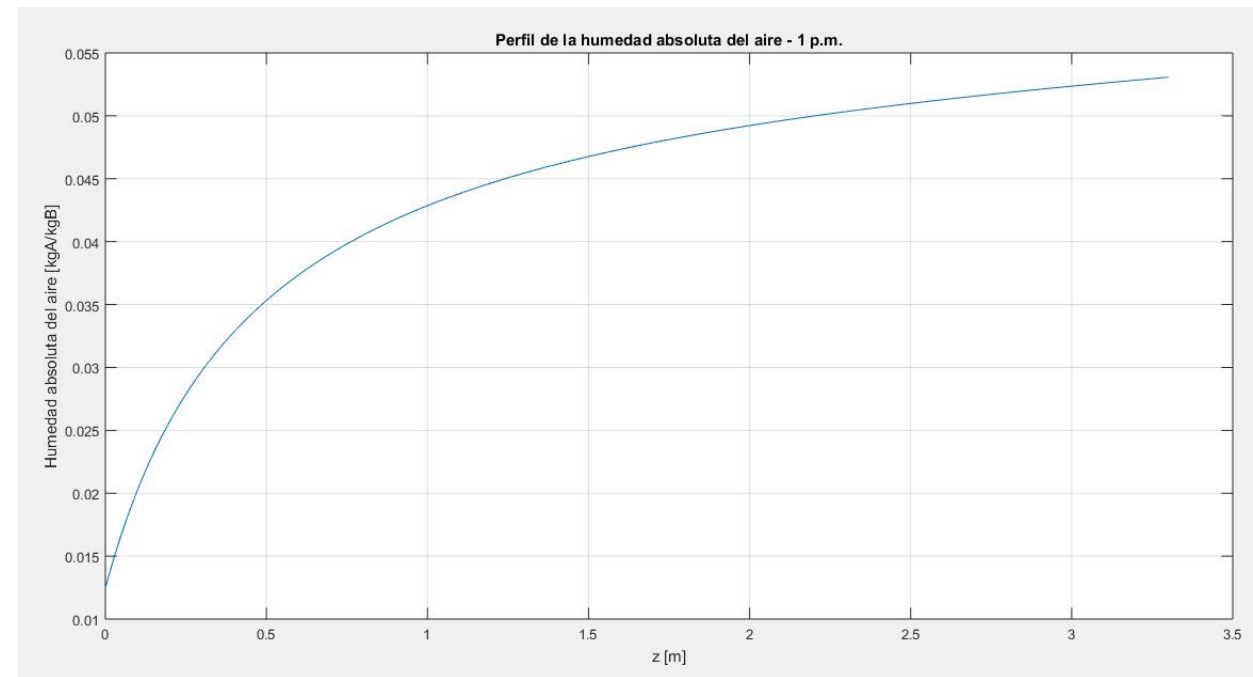


Figura 13. Perfil de humedad absoluta del aire bajo condición de operación 1 p.m.

$$t_{L1,S} = 22.6714 \text{ °C} < t_{L1,R} = 26.0815 \text{ °C}$$

Simulación computacional

Tabla 7.

Comparación de la temperatura de salida del agua entre datos experimentales promedios y simulados

	Temperatura de ingreso	Temperatura de salida			
		Experimental	Simulación	Diferencia	% Error relativo
Condición	t_{L2} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1} [°C]	t_{L1}
Caso R					
8 a.m.	27.8645	22.7950	22.0467	0.7483	3.28
9 a.m.	29.4810	23.4205	22.8159	0.6046	2.58
10 a.m.	30.6830	23.856	23.3399	0.5161	2.16
11 a.m.	32.1065	24.393	23.9944	0.3986	1.63
12 p.m.	33.1910	24.9675	25.6088	-0.6413	2.57
1 p.m.	35.1955	26.0815	26.0379	0.0436	0.17

- En el caso R, el error relativo es inferior al 3.28 %, siendo un valor inferior a los valores que reportan Naik et al. (2017) y Hajidavalloo et al. (2010) en sus estudios 7.63% y 8%, respectivamente.
- Las alturas del relleno que se recalcularon para las seis condiciones de operación son: 0.44 m, 0.41 m, 0.51 m, 0.6 m, 0.34 m y 0.3 m, respectivamente.

Simulación computacional

Tabla 8.

Propuesta operacional para la torre de enfriamiento

Variable				
Condición	G [kg/h m ²]	n [m/s]	L/G	t _{L1} [°C]
8 a.m.	36490.3287	7.5530	1.9145	18.57
9 a.m.	36304.3648	7.5692	1.7751	18.57
10 a.m.	37733.3693	7.9247	1.7019	18.76
11 a.m.	38637.5718	8.1700	1.6610	19.03
12 p.m.	41221.9618	8.7535	1.5543	18.72
1 p.m.	35582.4862	7.6338	1.5096	18.91

- La velocidad del aire (n) que proporciona el ventilador para las condiciones de operación actual de la torre es de 5.3252 m/s, por lo que, es necesario incrementar su velocidad en un 48.99 % para lograr temperaturas aproximadas de salida del agua de 19 °C.



INTRODUCCIÓN

METODOLOGÍA

ANÁLISIS DE RESULTADOS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

- El balance de acondicionamiento de agua en la torre de enfriamiento evidenció que se repone en exceso dicho recurso, pues la operación actual no considera las ecuaciones de la evaporación del agua, pérdidas por arrastre del viento y purgas. Puesto que, el ciclo de concentración de operación es inferior al de diseño, existe la factibilidad de incrementar el valor de dicho parámetro y así reducir el caudal de reposición de agua en un 57 %.
- La eficiencia de la torre industrial en condición de operación a las 8 a.m. y 1 p.m. presenta valores muy bajos con respecto al diseño, lo cual se puede atribuir a las condiciones climáticas (temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco del aire) propias de la ubicación geográfica donde opera la torre de enfriamiento.
- El modelo matemático generado para la torre de enfriamiento de tiro inducido a contracorriente de la planta de tratamiento de aguas industriales de una Acería fue validado a la condición de diseño y a las condiciones de operación, obteniendo errores relativos inferiores al 1.44 % y 3.28 %, respectivamente.

Conclusiones

- El método numérico de Runge-Kutta de cuarto orden que se empleó para la solución numérica de las ecuaciones diferenciales permite obtener soluciones suficientemente precisas.
- Las variables de operación, como humedad relativa del aire, temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo del aire, caudal de circulación del agua y aire, presenta un impacto significativo en la eficiencia de la torre de enfriamiento.
- La altura del relleno de la torre de enfriamiento bajo las condiciones ambientales de operación de la torre presenta sobredimensionamiento, puesto que al operar a un menor caudal de agua que el especificado no proporciona el rango de enfriamiento que se requiere para el proceso industrial.
- La evaluación térmica de la torre a la condición crítica de mayor humedad relativa evidencia que el enfriamiento del agua de recirculación ocurre únicamente hasta una altura de 1.78 m, posiblemente por recirculación de aire saturado lo que disminuye su eficiencia hasta un 28.93 %.

Recomendaciones

- Para complementar la investigación, se recomienda realizar evaluaciones del perfil del aire en la torre de enfriamiento ya que muchos problemas del rendimiento de una torre se deben a anomalías como la recirculación de aire saturado.
- En referencia a la solución numérica de las ecuaciones diferenciales del modelo matemático de la torre de enfriamiento, se puede complementar utilizando un método numérico que evalúe un mayor número de veces la función como el Método de Dormand-Prince.
- Realizar mediciones en diferentes puntos de la torre de enfriamiento con el fin de comparar mediante curvas los datos simulados y experimentales.

GRACIAS